

УДК 621.311

М. М. Чепурний, к. т. н., доц.; С. Й. Ткаченко, д. т. н., проф.; Н. В. Пішеніна**ПОКАЗНИКИ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ЕНЕРГЕТИЧНИХ
УСТАНОВОК ДЛЯ СУМІСНОГО ВИРОБНИЦТВА ТЕПЛОВОЇ ТА
ЕЛЕКТРИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ**

Проаналізовано вплив експлуатаційних факторів на ефективність роботи різного типу енергетичних установок, призначених для комбінованого виробництва електроенергії та теплоти.

Ключові слова: парогенератор, парова турбіна, газова турбіна, умовне паливо, питома витрата.

Вступ

Загальновідомо, що комбіноване виробництво теплової та електричної енергії є перспективною технологією, яка в значній мірі вирішує задачі енергозбереження, і яка знайшла відображення на законодавчому рівні [1]. Застосування теплоенергетичних установок для сумісного виробництва зазначених видів енергопродукції зумовлює економію палива в енергосистемі. Що стосується оцінки цієї економії, то запропоновано багато методів її визначення [2 – 7]. У багатьох випадках оцінювати ефективність роботи теплоелектроцентралей (ТЕЦ) пропонують за допомогою питомих витрат умовного палива на виробництво електроенергії та теплоти. Аналіз методів оцінки ефективності роботи комбінованих установок здійснено в [8], де обгрунтовано неспроможність таких методів через неможливість чіткого визначення часток загальної витрати палива на виробництво електроенергії та теплоти.

У [3, 5] підкреслювалось, що основним показником ефективності роботи комбінованих установок на ТЕЦ є величина (коефіцієнт) виробництва електроенергії на тепловому постачанні, тобто

$$E = N/Q, \quad (1)$$

де N і Q – електрична і теплова потужність, яка відповідно, виробляється на комбінованій установці.

У вищезгаданих роботах наголошувалось, що чим більша величина E , тим ефективніше має працювати теплоенергетична установка, ефективність роботи якої пропонувалось оцінювати за величиною економії умовного палива в порівнянні з роздільною схемою енергопостачання. Однак закономірності впливу E на величину економії палива не виявлено.

Між тим, в [8] встановлено, що, крім E , показником ефективності роботи комбінованих енергоустановок є величина, яка характеризує частку теплової потужності спаленого палива Q_n , яка витрачена на виробництво теплоти, тобто

$$\alpha_m = \frac{Q}{Q_n} = \frac{Q}{B \cdot Q_n^p}, \quad (2)$$

де B – витрата палива; Q_n^p – нижча теплота згорання палива.

У [8] також визначено, що всі коефіцієнти корисної дії, які застосовувались для оцінки ефективності роботи ТЕЦ і когенераційних установок є функцією змінних E і α_m . Однак конкретний вплив E і α_m на ефективність роботи комбінованих установок залишився не з'ясованим.

У зв'язку з цим ставилось завдання запропонувати показник ефективності роботи паротурбінних (ПТУ) і газотурбінних (ГТУ) установок, які працюють на теплоелектроцентралях, і визначити його залежність від коефіцієнтів E і α_m .

Основні результати

На відміну від [2, 4 – 6] показником ефективності роботи комбінованих і когенераційних установок запропоновано питому витрату умовного палива на сумісне виробництво електричної та теплової енергії – b , кг/МДж.

Для виявлення впливу на цей показник коефіцієнтів E і α_m , які по суті є експлуатаційними характеристиками, здійснено розрахунки серійних ПТУ і ГТУ, які можуть експлуатуватись на ТЕЦ. У розрахунках передбачалося, що теплоенергетичні комбіновані установки працюють з номінальною електричною потужністю. Що стосується теплової потужності установок, то вона змінюється згідно з особливостями експлуатації конкретної установки. Методику розрахунків комбінованих установок різних типів подано в [9]. Результати розрахунків деяких установок наводяться нижче.

Газотурбінна установка з котлом-утилізатором. Вибрана ГТД-25000, яка має такі основні характеристики: електрична потужність $N = 25$ МВт; коефіцієнт корисної дії – $\eta = 0,36$; міра підвищення тиску – $\lambda = 21,8$; температура газів перед турбіною 1250°C ; температура газів за турбіною $t_m = 490^\circ\text{C}$.

Відпрацьовані в ГТУ гази надходять у котел-утилізатор (КУ), в якому підігрівається вода системи теплофікації від 60 до 120°C . Зрозуміло, що виробництво теплової потужності в КУ залежить від температури газів за котлом-утилізатором $t_{\text{ку}}$. Отже, тепла потужність КУ прямо пропорційна різниці температур ($t_g - t_{\text{ку}}$) за умови $N = \text{const}$ і $G = \text{const}$, де G – витрата продуктів згорання (димових газів). Результати розрахунків основних показників роботи ГТУ з котлом-утилізатором наведено в табл. 1.

Таблиця 1

Основні показники роботи ГТУ-ТЕЦ

Найменування	Температура за котлом-утилізатором				
	120	140	160	180	200
Витрата умовного палива, кг/с	2,37	2,37	2,37	2,37	2,37
Потужність утилізованої теплоти, МВт	34,602	32,746	30,870	29,011	27,112
Частка теплоти палива, витрачена на виробництво теплоти (α_r)	0,498	0,417	0,444	0,417	0,391
Коефіцієнт виробництва електроенергії на тепловому постачанні (E)	0,722	0,760	0,811	0,862	0,922
Питома витрата умовного палива брутто на сумісне виробництво енергії, кг/МДж	0,0397	0,0411	0,0422	0,0438	0,0455

Із табл. 1 видно, що найменша величина питомої витрати умовного палива на виробництво теплової та електричної енергії спостерігається в разі найбільшого значення α_m і найменшого значення E . Отже, твердження [3,5] про те, що ефективність роботи комбінованих установок повинна зростати зі збільшенням E для ГТУ-ТЕЦ не дотримується. За умови одночасного зменшення α_m і збільшення E , ефективність роботи погіршується.

Паротурбінна ТЕЦ з протитисковою турбіною. До складу ПТУ входять парогенератор, парова турбіна, електрогенератор, промислові споживачі пари, деаератор, живильний насос, насос зворотного конденсату [9]. Пара після турбіни (з протитиску) надходить до промислових споживачів, а зворотний конденсат насосом зворотного конденсату перекачується в деаератор. Деаератор атмосферного тиску (ДСА) заживлений паром з протитиску турбіни за допомогою дросельного пристрою. Для прикладу наводимо результати розрахунків основних показників роботи ПТУ з протитисковою турбіною Р-6-35/6 з основними характеристиками: номінальна електрична потужність – $N = 6$ МВт; тиск і температура пари перед турбіною – $P_0 = 3,5$ МПа; $t_0 = 435^\circ\text{C}$; тиск і температура пари за турбіною (в протитиску) – $P_n = 0,6$ МПа; $t_n = 250^\circ\text{C}$. Тиск пари в протитиску є регульованим і може змінюватись від $0,4$ МПа до $0,7$ МПа. Зрозуміло, що за умови $N = \text{const}$ збільшення тиску за турбіною зумовлює збільшення витрати пари на турбіну внаслідок зменшення робочого теплоперепаду (питомої роботи) в турбіні. Збільшення витрати

пари на турбіну зумовлює, в свою чергу, збільшення теплової потужності відпрацьованої в турбіні водяної пари, яка надходить на промислові споживачі. Саме тому, розрахунки показників роботи такої ПТУ здійснювались для різних значень тиску пари за турбіною. При цьому температура зворотного конденсату становила 100°C, температура живильної води – 104°C, коефіцієнт корисної дії парогенератора – 0,91. Результати розрахунків наведено в табл. 2.

Таблиця 2

Основні показники роботи ПТУ з протитисковою турбіною				
Найменування	Тиск пари за турбіною, МПа			
	0,4	0,5	0,6	0,7
Потужність, яка віддана промисловим споживачам, МВт	34,808	41,112	45,212	47,408
Витрата умовного палива, кг/с	1,575	1,805	1,935	2,078
Частка теплоти палива, витрачена на виробництво теплоти (α_t)	0,7539	0,7652	0,7971	0,804
Коефіцієнт виробництва електроенергії на тепловому постачанні (E)	0,172	0,151	0,133	0,124
Питома витрата умовного палива бруто на сумісне виробництво енергії, кг/МДж	0,040	0,0404	0,0411	0,0414

У цьому випадку найефективніші режими роботи комбінованої установки характерні для більш високих значень E і менших значень α_m , тобто зовсім по-іншому, ніж для ГТУ. У межах можливих експлуатаційних змін тиску пари за турбіною, ефективність роботи ПТУ змінюється несуттєво (на 3,5%). Розрахунки показали, що подібний характер змін ефективності роботи властивий і для турбін з промисловим відбором пари. Останні, однак, працюють з більшими витратами умовного палива внаслідок втрат енергії в конденсаторі.

Паротурбінна ТЕЦ з теплофікаційною турбіною. До складу такої ПТУ входять парогенератор, теплофікаційна парова турбіна типу Т; електрогенератор; конденсатор; мережний нагрівач води системи теплофікації; регенеративний нагрівач живильної води; деаератор; конденсаційний, циркуляційний, дренажний насоси; насос живильної води [9]. Турбіна має теплофікаційний відбір пари з тиском 0,12 МПа, від якого підживлені: нагрівач мережної води, регенеративний нагрівач і деаератор. У табл. 3 наведено результати розрахунків основних показників роботи ПТУ з турбіною Т-6-35, яка має такі характеристики: номінальна електрична потужність $N = 6$ МВт; тиск і температура пари перед турбіною – $P_0 = 3,5$ МПа; $t_0 = 435^\circ\text{C}$; тиск пари в конденсаторі 5 кПа, внутрішній відносний ККД турбіни 0,82. Як і в попередньому варіанті вважалось, що температура живильної води 104 °C, коефіцієнт корисної дії парогенератора 0,91. Розрахунки здійснювались за умови $N = \text{const}$, при цьому варіювалась частка пари з відбору турбіни β , яка надходила в мережний підігрівач води системи теплофікації, тобто змінювалась витрата пари на турбіну.

Таблиця 3

Основні показники роботи ПТУ з теплофікаційною турбіною				
Найменування	Значення β			
	0,2	0,4	0,6	0,8
Потужність теплофікаційних споживачів, МВт	3,468	7,091	11,663	17,195
Витрата умовного палива, кг/с	0,8195	0,8377	0,9182	1,0151
Частка теплоти палива, витрачена на виробництво теплоти (α_t)	0,144	0,288	0,434	0,578
Коефіцієнт виробництва електроенергії на тепловому постачанні (E)	1,731	0,857	0,514	0,348
Питома витрата умовного палива бруто на сумісне виробництво енергії, кг/МДж	0,0865	0,0641	0,0522	0,0455

Тут, як і в першому варіанті з ГТУ-ТЕЦ, ефективніші режими роботи спостерігаються в випадку максимальних значень α_m і мінімальних значень E . Аналогічні результати характерні й для теплофікаційних турбін більшої продуктивності. Зазначимо також, що робота ПТУ з

теплофікаційною турбіною характеризується вищими значеннями питомої витрати умовного палива (меншою ефективністю), що пояснюється втратами теплоти в конденсаторі.

Крім наведених вище варіантів, здійснено розрахунки роботи комбінованих установок бінарного типу: на базі ГТУ з протитисковими паровими турбінами; на базі ГТУ з теплофікаційними турбінами, які працюють на низькотемпературних робочих тілах. В обох випадках зменшення питомих витрат умовного палива на сумісне виробництво електроенергії та теплоти спостерігалось у випадку одночасного збільшення E і несуттєвого зменшення α_m .

На підставі отриманих результатів можна констатувати, що ані показники E в [3], ані нами введений показник α_m нарізно не можуть характеризувати ефективність роботи комбінованих теплоенергетичних установок. Узагальнення розрахункових даних для різних типів комбінованих установок показано на рис. 1. Наведені залежності апроксимуються простою та зручною для інженерних розрахунків формулою для визначення питомої витрати умовного палива:

$$b = \frac{0,03413}{\alpha_m (1 + E)}. \quad (3)$$

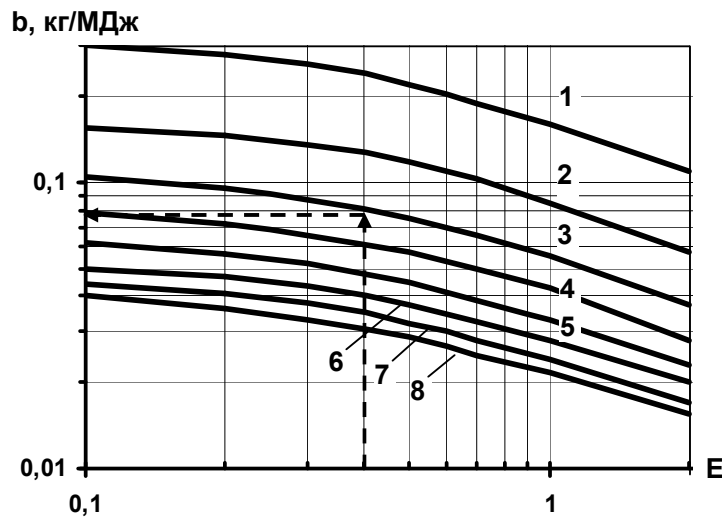


Рис. 1. Значення питомої витрати умовного палива бруто на комбінованих установках: 1 – $\alpha_t=0,1$; 2 – 0,2; 3 – 0,3; 4 – 0,4; 5 – 0,5; 6 – 0,6; 7 – 0,7; 8 – 0,8

Співвідношення (3) дає можливість експрес-оцінки ефективності роботи існуючих і проєктованих комбінованих установок в залежності від експлуатаційних характеристик.

Висновки

1. Запропоновано величину питомої витрати умовного палива на сумісне виробництво теплової та електричної енергії, яка, на відміну від існуючих, методів однозначно характеризує ефективність роботи комбінованих установок різних типів.

2. Коефіцієнти E і α_t нарізно не можуть оцінювати ефективність роботи комбінованих установок. Тому існуючі методи оцінки їх ефективності не можна вважати задовільними.

3. Отримані результати є необхідною передумовою для оцінки ефективності роботи існуючих і заново створених комбінованих установок.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

- Закон України про комбіноване виробництво теплової та електричної енергії та використання скидного потенціалу // Відомості Верховної Ради. – 2005. – №20 – С. 278 – 285.
Калинов В. Ф. Опыт внедрения новой методики расчета тепловой экономичности ТЭС / В. Ф. Калинов, В. П. Киселев // Энергосбережение и водоподготовка. – 1998. – №1. – С. 24 – 30.

Андрющенко А. И. О показателях совершенства проектируемых и эффективности эксплуатации действующих ПТУ-ТЭЦ / А. И. Андрющенко // Изв. вузов и энергообъединения СНГ. Энергетика. – Минск, 2001. – №4. – С. 78 – 85.

Вінницький І. П. Спрощений метод визначення витрат палива на відпущену електричну та теплову енергію за їх комбінованого виробництва на теплових електростанціях / І. П. Вінницький, С. М. Герасимов, П. О. Гут // Энергетика и электрификация. – 2004. – №8. – С. 42 – 45.

Евенко В. И. Анализ топливной экономичности газотурбинных ТЭЦ / В. И. Евенко, А. С. Стребков // Теплоэнергетика. – 2006. – №10. – С. 74 – 78.

Киселев Г. П. О тепловой эффективности теплоэлектроцентралей / Г. П. Киселев, Н. Л. Астахов // Энергетик. – 2006. – №3. – С. 19 – 22.

Кузнецов А. М. Экономия топлива при переводе турбины в теплофикационный режим / А. М. Кузнецов // Энергетик. – 2007. – №1. – С. 21 – 22.

1. Чепурний М. М. Ефективність роботи паротурбінних і газотурбінних теплоелектроцентралей / М. М. Чепурний // Вісник Вінницького політехнічного інституту, 2008. – №2. – С. 36 – 40.

2. Чепурний М. М. Енергозбережні технології в теплоенергетиці / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко. – Вінниця: ВНТУ, 2009. – 114 с.

Чепурний Марко Миколайович – к. т. н., доцент, професор кафедри теплоенергетики.

Ткаченко Станіслав Йосипович – д. т. н., професор, завідувач кафедри теплоенергетики.

Пішеніна Надія Володимирівна – аспірант кафедри теплоенергетики.

Вінницький національний технічний університет.